

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
 - TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
 - FADED TEXT
 - ILLEGIBLE TEXT
 - SKEWED/SLANTED IMAGES
 - COLORED PHOTOS
-
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
 - GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

(21) Aktenzeichen: 199 57 527.4
(22) Anmeldetag: 30. 11. 1999
(43) Offenlegungstag: 21. 6. 2000

(66) Innere Priorität:
198 56 194. 6 05. 12. 1998
(71) Anmelder:
Lachenmaier, Sepp, Dr.-Ing., 42329 Wuppertal, DE
(74) Vertreter:
Patentanwälte Dr. H.-P. Pfeifer & Dr. P. Jany, 76137
Karlsruhe

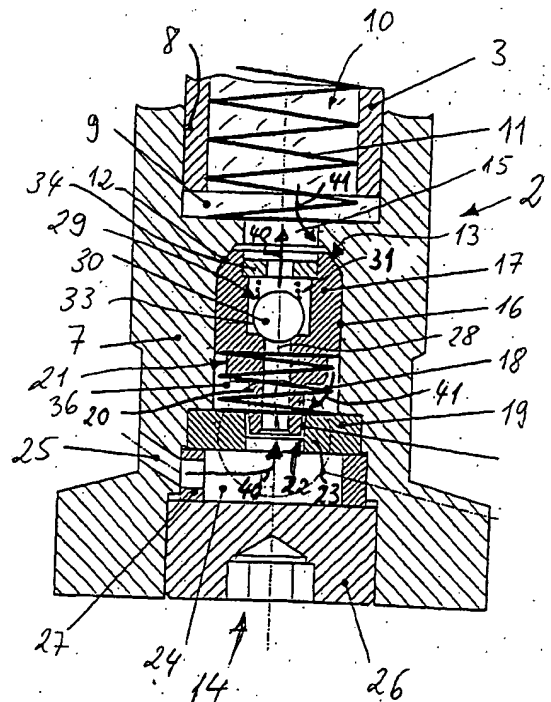
(72) Erfinder:
Lachemaier, Sepp, Dr.-Ing., 42329 Wuppertal, DE;
Stapelfeldt, Thomas, Dipl.-Ing., 41352
Korschenbroich, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Hydraulische Spannvorrichtung für einen Verbrennungsmotor-Zugmitteltrieb

(57) Hydraulische Spannvorrichtung (2) für Kettentriebe von Verbrennungsmotoren mit einem in einem Zylinder (8) beweglichen Spannkolben (3), der eine Druckkammer (9) begrenzt und durch den die Kette (1) in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer (9) herrschenden Druck gespannt wird, einem Zuströmweg (40), der die Druckkammer (9) mit einem Hydrauliksystem verbindet, und einem mit der Druckkammer (9) verbundenen Abströmweg (41), durch den Hydraulikmedium (10) aus der Druckkammer (9) gegen einen durch die Gestaltung des Abströmweges (41) vorgegebenen Abströmwiderstand abströmen kann. Zur Verbesserung des Schwingungsverhaltens und der Dauerhaltbarkeit des Kettentriebes schließt der Abströmweg (41) ein relativ zu einem Gegenstück (23) bewegliches Drosselelement (20) ein, das abströmende Hydraulikmedium (10) strömt durch eine von dem Drosselelement (20) und dem Gegenstück (23) begrenzte Drosselstrecke (22) und das Drosselelement (20) wird in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer (9) herrschenden Druck derartig bewegt, daß der Abströmwiderstand mit zunehmendem Druck zunimmt.



DE 199 57 527 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Spannvorrichtung für einen Zugmitteltrieb, insbesondere für einen Kettentrieb eines Verbrennungsmotors. Nachfolgend wird ohne Beschränkung der Allgemeinheit beispielhaft auf Kettentriebe Bezug genommen.

In Verbrennungsmotoren werden für unterschiedliche Zwecke, wie beispielsweise zur Synchronisation von Nockenwellen und zum Antrieb von Aggregaten, wie beispielsweise der Einspritzpumpe, Ölpumpe, Wasserpumpe, Zugmitteltriebe mit umlaufendem Zugmittel (Hülltriebe) eingesetzt. Als Zugmittel werden vor allem Stahlgelenkketten in verschiedenen Ausführungen verwendet. Daneben sind Zahnriemen gebräuchlich.

Es ist bekannt, daß Hülltriebe, vor allem Kettentriebe von Verbrennungsmotoren, hohen dynamischen Belastungen ausgesetzt sind, die im Betriebsdrehzahlbereich stark schwanken. In dem Zugmittel entstehen dadurch dynamische Lastspitzen, die zu hohem Verschleiß oder sogar zum Bruch von Bauteilen führen, wenn Grenzwerte überschritten werden. Trotz dieser Belastungen sollen die Kettentriebe wartungsfrei, dauerhaft, kostengünstig, leicht und kompakt aufgebaut sein.

In dem unbelasteten Trum der Kette ist zum Ausgleich von Längenänderungen und anderer Einflußfaktoren üblicherweise eine Spannvorrichtung vorgesehen, die die Kette spannt. Die notwendige Spannkraft wird durch mechanische Federkraft oder durch hydraulische Kraft oder durch eine Kombination beider Kräfte erzeugt.

Eine hydraulische Spannvorrichtung, auf die sich die vorliegende Erfindung richtet, weist üblicherweise einen in einen Zylinder beweglichen Spannkolben auf. Im Betrieb erzeugt der Spannkolben einen Druck gegen die Kette, wobei er in der Regel durch eine in dem Zylinder angeordnete Kolbenfeder in Richtung auf die Kette belastet ist. Eine zusätzliche Belastung wird durch die Zufuhr von Hydraulikmedium aus einem Hydrauliksystem (meist einem Hydraulikkreislauf des Motors) über ein Rückschlagventil zu der Druckkammer bewirkt.

Wenn die Spannung der Kette nachläßt, wird der Kolben in Richtung auf die Kette gedrückt, während Hydraulikmedium über einen Zuströmweg und das Rückschlagventil in die Druckkammer nachströmt. Wenn hingegen die Spannung in dem unbelasteten Trum der Kette ansteigt, führt dies zu einer gegenläufigen Bewegung des Kolbens und das Hydraulikmedium strömt über einen Abströmweg ab. Der Strömungswiderstand des Zuströmweges ist niedrig, so daß die Kolbenbewegung in Richtung auf die Kette (Vorwärtsbewegung) sehr schnell erfolgt. Hingegen soll der Strömungswiderstand des Abströmweges deutlich höher sein, um unerwünschte Schwingungen zu dämpfen. Der Abströmwiderstand bestimmt die Dämpfung der Spannvorrichtung.

Bei vielen bekannten Spannvorrichtungen wird der Abströmweg durch einen gezielt zwischen dem Kolben und dem ihn umgebenden Zylinder vorhandenen Spalt (Leckspalt) gebildet ("Leckage-Dämpfung"). Damit sind jedoch Probleme insbesondere hinsichtlich des Nachströmens von Luft verbunden. Das Eindringen von Luft in die Druckkammer ("Verschäumung") muß wegen der damit verbundenen unerwünschten Elastizität vermieden werden. Zu diesem Zweck wird beispielsweise in der DE 42 35 562 C2 eine zusätzliche Dichtung in Form einer den Kolben an einem Ende des Zylindergehäuses ringförmig umgebenden ringförmigen zweiten Druckkammer vorgeschlagen. In der DE 43 19 229 C2 ist eine hydraulische Spannvorrichtung beschrieben, bei der eine automatische Entlüftung angestrebt wird, wobei ein zusätzliches Entlüftungsventil in ei-

ner bestimmten Position vorgesehen ist und die Bewegung des Spannkolbens zu einer oszillierenden Bewegung des zusätzlichen Ventils führen soll.

Auch in der DE 40 35 823 C1 ist eine hydraulische Spannvorrichtung mit Leckage-Dämpfung beschrieben. Es wird festgestellt, daß bei Auftreten von plötzlichen starken Kettenspannungen ("Schläge") die Leckagemengen dieser normalen Dämpfung nicht ausreichen. Um in diesem Fall eine Blockierung der Spannvorrichtung mit resultierender Bruchgefahr zu verhindern, wird eine zweistufige Dämpfung empfohlen, bei der ein zusätzliches Druckbegrenzungsventil vorgesehen ist, durch das ein zusätzlicher paralleler Abströmweg mit im Vergleich zu der Leckage-Dämpfung geringerem Strömungswiderstand geöffnet wird. Diese Konstruktion wird in der DE 44 43 095 C2 kritisiert, weil das Dämpfungsverhalten in beiden Stufen von dem Leckagestrom abhängig sei und dadurch hochfrequente Kettenschwingungen nur unzureichend gedämpft würden. Deshalb wird vorgeschlagen, in der Druckkammer ein elastisches Dämpfungselement anzuordnen, das die zweite Dämpfungsstufe ersetzen soll.

Auch die EP 0 686 787 A1 befaßt sich mit einem Problem, das mit der Leckage-Dämpfung verbunden sind. Da der Leckspalt immer offen ist, kann die Druckkammer leeren, sobald der Motor steht bzw. die Hydraulikpumpe des angeschlossenen Hydrauliksystems nicht mehr arbeitet. Um die damit verbundenen Nachteile zu vermeiden ist bei dieser hydraulischen Spannvorrichtung statt des Leckspaltes ein gesonderter Abströmweg vorhanden, in dem ein Überdruckventil derartig angeordnet ist, daß der Abströmweg erst beim Überschreiten eines vorgegebenen Druckes des Hydraulikmediums abströmen kann. Es wird eine besondere Ausgestaltung des Ventils beschrieben. Insbesondere soll zur Vermeidung von Resonanzschwingungen die Masse des Überdruckventils sehr viel größer als die Masse des in dem Zuströmweg angeordneten Rückschlagventils sein.

Wie in den vorstehend diskutierten Druckschriften erläutert wird, müssen hydraulische Spannvorrichtungen für Kettentriebe schwierige und teilweise konträre Zielsetzungen erfüllen. Um eine in jedem Betriebspunkt kontrollierte Bewegung der Bauteile zu ermöglichen und insbesondere um Drehschwingungsresonanzen zu vermeiden ist eine hohe Spannkraft und hohe Dämpfung wünschenswert. Im Hinblick auf einen möglichst geringen Verschleiß und eine geringe Geräuschentwicklung des Hüllgetriebes sind hingegen verhältnismäßig geringe Spannkraften und eine geringe Dämpfung vorteilhaft.

Um die erläuterten Anforderungen besser zu erfüllen wird erfindungsgemäß eine hydraulische Spannvorrichtung für einen Zugmitteltrieb einer Maschine, insbesondere einen Kettentrieb eines Verbrennungsmotors mit einem in einem Zylinder beweglichen Spannkolben, der eine Druckkammer begrenzt und mit dem Zugmitteltrieb derartig in Verbindung steht, daß das Zugmittel in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer herrschenden Druck gespannt wird, einem Zuströmweg, der die Druckkammer mit einem Hydrauliksystem verbindet, wobei in dem Zuströmweg ein in Strömungsrichtung zu der Druckkammer hin öffnendes Rückschlagventil angeordnet ist, so daß ein Hydraulikmedium aus dem Hydrauliksystem über das Rückschlagventil nur in Richtung der Druckkammer strömen kann, einem mit der Druckkammer verbundenen Abströmweg, durch den Hydraulikmedium aus der Druckkammer gegen einen durch die Gestaltung des Abströmweges vorgegebenen Abströmwiderstand abströmen kann, vorgeschlagen, bei welcher der Abströmweg ein relativ zu einem Gegenstück bewegliches Drossелеlement einschließt, das abströmende Hydraulikmedium durch eine von dem Drossелеlement und dem Gegen-

stück begrenzte Drosselstrecke strömt und das Drosselement in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer herrschenden Druck derartig bewegt wird, daß der Strömwiderstand der Drosselstrecke und folglich der Abströmwiderstand mit zunehmendem Druck zunimmt.

Erfindungsgemäß wird demzufolge ein hydraulischer Kettenspanner, insbesondere für Verbrennungsmotoren vorgeschlagen, der mit einem druckabhängig progressiven Abströmwiderstand ("DPA") arbeitet, wobei die gewünschte Dämpfungscharakteristik mit Hilfe des in dem Abströmweg relativ zu einem Gegenstück beweglichen Drosselementes erreicht wird.

Besonders bevorzugt ist eine Ausführungsform, bei der das Drosselement mit einem in dem Abströmweg beweglichen Ventiltteil verbunden ist, welches seinerseits Bestandteil eines Überdruckventils ist. Die Verbindung des Ventiltteils mit dem Drosselement ist so gestaltet, daß das Drosselement beim Öffnen des Überdruckventils im Sinne eines zunehmenden Abströmwiderstandes verstellt wird. Bevorzugt ist eine mechanische Verbindung, beispielsweise mittels einer Kopplungsstange. Besonders bevorzugt ist das Ventiltteil des Überdruckventils und das Drosselement einstückig ausgebildet, so daß sie insgesamt ein Ventildrosselteil bilden.

Diese und weitere Ausführungsformen der Erfindung werden nachfolgend anhand von in den Figuren schematisch dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Die in dieser Beschreibung und in den Unteransprüchen genannten bevorzugten Merkmale können einzeln oder in Kombination miteinander verwendet werden. Es zeigen:

Fig. 1 eine Seiten-Teilansicht, teilweise im Schnitt, von einer erfindungsgemäßen Spannvorrichtung und einer von dieser gespannten Antriebskette,

Fig. 2 eine vergrößerte Schnittdarstellung eines Teils einer erfindungsgemäßen Spannvorrichtung,

Fig. 3 bis Fig. 5 Prinzipskizzen zur Verdeutlichung des Zusammenwirkens des Drosselementes mit dem entsprechenden Gegenstück bei einer ersten Ausführungsform der Erfindung, jeweils in einer Seitenschnitt- und Querschnittdarstellung,

Fig. 6 eine Prinzipskizze eines Funktionsdetails zu einer abgewandelten Ausführungsform ähnlich Fig. 2,

Fig. 7 eine graphische Darstellung der Abhängigkeit der Dämpfung in der Drosselstrecke von dem Druck in der Druckkammer,

Fig. 8 eine Darstellung entsprechend Fig. 2 von einer alternativen Ausführungsform einer Spannvorrichtung,

Fig. 9 bis 11 Prinzipskizzen entsprechend den Fig. 3 bis 5 zu der Ausführungsform gemäß Fig. 8,

Fig. 12 eine Darstellung entsprechend Fig. 2 von einer weiteren alternativen Ausführungsform einer Spannvorrichtung.

In **Fig. 1** ist ein Abschnitt des unbelasteten Trum einer Motorkette 1 dargestellt, die von einer Spannvorrichtung 2 gespannt wird. Nachfolgend wird das der Kette zugewandte Ende der Spannvorrichtung 2 als vorderes Ende und das gegenüberliegende Ende als hinteres Ende (bzw. die entsprechenden Richtungen mit "nach vorne" und "nach hinten") bezeichnet.

Der Spannkolben 3 drückt gegen eine Spannschiene 4, die um ein Schwenklager 5 schwenkbar ist. Das Gehäuse 7 der Spannvorrichtung 2 ist an einem Teil 6 des Motorgehäuses, beispielsweise mittels einer Flansch- oder Schraubbefestigung, befestigt.

Der Spannkolben begrenzt zusammen mit einer in dem Gehäuse 7 vorhandenen Bohrung in Form eines Zylinders 8 eine Druckkammer 9, die im Betrieb mit einem Hydraulikmedium 10 gefüllt ist. In der Druckkammer 9 befindet sich

eine Spiralfeder 11, die gegen den Spannkolben 3 derartig vorgespannt ist, daß dieser nach vorne gegen die Kette 1 drückt. Im Betrieb wird die Kraft F, mit der der Spannkolben 2 gegen die Kette 1 drückt, zum Teil durch die mechanische Kraft der Feder 11 und zum Teil durch eine hydraulische Kraft bestimmt, die von dem in der Druckkammer 9 herrschenden Druck und der effektiven Querschnittsfläche der Druckkammer 9 in Richtung der Kraft F bestimmt ist.

Insoweit ist die Konstruktion konventionell. Alternativen, die dem Fachmann bekannt sind, können auch im Rahmen der Erfindung verwendet werden. Insbesondere kann der Spannkolben 3 auch auf andere Weise (zum Beispiel über ein zwischengeschaltetes mechanisches Verbindungsteil, wie beispielsweise einen Hebel oder eine Schubstange) mit der Kette 1 derartig in Verbindung stehen, daß sie in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer 7 der Spannvorrichtung 2 herrschenden Druck gespannt wird.

Einzelheiten der Konstruktion der Spannvorrichtung 2 sind in **Fig. 2** zu erkennen. Das Gehäusesteil 7 ist mit einer axialen Durchgangsbohrung 14 versehen. An ihrem vorderen Ende bildet die axiale Durchgangsbohrung 14 den Zylinder 8. Daran schließt sich der engste Abschnitt der Durchgangsbohrung 14 an, der die Verbindungsöffnung 15 zur Verbindung der Druckkammer 9 mit dem Zuströmweg und dem Abströmweg des Hydraulikmediums 10 bildet.

Im Anschluß an die Verbindungsöffnung 15 weitet sich die axiale Durchgangsbohrung 14 nach hinten zu einer Ventilkammer 16 auf, in der ein Ventiltteil 17 in axiale Richtung gleitend beweglich gelagert ist. Das Ventiltteil 17 wird durch eine Ventildfeder 18 in Richtung auf die Druckkammer 9 gedrückt. Die Ventildfeder 18 stützt sich nach hinten gegen ein Ventilgehäuseabschlußteil 19 ab, das von hinten in einen passenden Abschnitt der axialen Durchgangsbohrung 14 eingesetzt und befestigt ist. Das vordere Ende 12 des Ventiltteils 17 besitzt eine konvexe Form und wird gegen einen entsprechenden konischen Ventilsitz des Gehäuses 7 gedrückt. Wenn der Druck in der Druckkammer 9 über einen vorbestimmten Öffnungsdruck ansteigt, bewegt sich das Ventiltteil 17 nach hinten, so daß der Dichttring 12 nicht mehr dichtet. Infolgedessen kann Hydraulikmedium an dem Ventilsitz 12 vorbei durch einen in der Figur nicht dargestellten Ringspalt oder durch ebenfalls nicht dargestellte nutenförmige Kanäle, die auf der Mantelfläche des Ventiltteils 17 oder in der entsprechenden Gegenfläche der Ventilkammer 16 vorgesehen sein können, nach hinten in eine Zwischenkammer 36 strömen.

In dem Ventilgehäuse 16 befindet sich ferner ein Drosselement 20, das bei der dargestellten bevorzugten Ausführungsform einstückig mit dem Ventiltteil 17 ausgebildet ist, so daß sie gemeinsam ein Ventil-Drosselteil 21 bilden. Das Drosselement 20 ragt mit seinem axial hinteren Ende in eine Bohrung des Ventilgehäuseabschlußteils 19 hinein. Zwischen dem Drosselement 20 und dem als Gegenstück 23 für das Drosselement 20 wirkenden Ventilgehäuseabschlußteil 19 befindet sich ein enger Spalt, der für ein an dieser Stelle durchströmendes Hydraulikmedium eine Drosselstrecke 22 mit relativ hohem Strömungswiderstand bildet.

Im Anschluß an die Drosselstrecke 22 weitet sich die Durchgangsbohrung 14 zu einer Anschlußdruckkammer 24 auf, die über eine seitliche Anschlußbohrung 25 und eine nicht dargestellte Hydraulikleitung mit einem Hydrauliksystem, beispielsweise der Ölversorgung des Motor-Schmier-systems verbunden ist. Am hinteren Ende des Gehäuses 7 ist die Anschlußdruckkammer 24 mit einem eingeschraubten Verschlußstopfen 26 abgeschlossen, der bei der dargestellten Ausführungsform gegen einen Einsatzring 27 geschraubt wird, welcher seinerseits in axialer Richtung gegen das Ventilgehäuseabschlußteil 19 drückt und dieses fixiert.

In dem Ventil-Drosselteil 21 ist eine axiale Durchgangsbohrung 28 vorhanden, die eine hydraulische Verbindung zwischen der Anschlußdruckkammer 24 und der Verbindungsöffnung 15 bildet. Am vorderen Ende der Durchgangsbohrung 28 ist ein Rückschlagventil 29 vorgesehen, das eine Ventilkugel 30 aufweist, die von einer Feder 31 nach hinten gegen einen Ventilsitz 32 gedrückt wird. Die Ventilkugel 30 befindet sich in einer Rückschlagventilkammer 33 innerhalb des Ventils 17, die nach vorne durch ein Rückschlagventilabschlußteil 34 abgeschlossen ist.

Die Druckkammer 9 steht über zwei getrennte Wege in hydraulischer Verbindung mit dem an die Anschlußbohrung 25 angeschlossenen Hydrauliksystem. Ein insgesamt mit 40 bezeichneter Zuströmweg führt von der Anschlußdruckkammer 24 durch die Durchgangsbohrung 28 über das Rückschlagventil 29 zu der Verbindungsöffnung 15. Dieser Weg ist durch das Rückschlagventil 29 für das Abströmen von Hydraulikmedium 10 aus der Druckkammer 9 gesperrt. Ein Abströmweg 41 führt von der Verbindungsöffnung 15 über das Überdruckventil 13 in die Zwischenkammer 36 und von dort über die Drosselstrecke 22 in die Anschlußkammer 24.

Das Rückschlagventil 29 ist so ausgelegt, daß es bereits bei einem geringen Überdruck in der Anschlußdruckkammer 24 gegenüber dem Druck in der Druckkammer 9 öffnet. Bei jeder Vorwärtsbewegung des Spannkolbens 3 in Richtung auf die Kette 1 strömt das Hydraulikmedium 10 deswegen leicht nach, so daß die Vorwärtsbewegung weitgehend ungedämpft erfolgt.

Bei Belastung des Spannkolbens 3 nach hinten infolge einer Anspannung der Kette 1 verhindert das Rückschlagventil 29 ein direktes Abströmen des Hydraulikmediums durch die Durchgangsbohrung 28. Bei Betriebszuständen mit höherer dynamischer Lastbeaufschlagung auf den Spannkolben 3 erhöht sich der Druck in der Druckkammer 9 so weit, daß das Überdruckventil 13 öffnet und das Hydraulikmedium an der Mantelfläche des Ventils 17 entlang in die Zwischenkammer 36 und von dort durch die Drosselstrecke 22 in die Anschlußdruckkammer 24 abströmen kann.

Das mit dem Ventiltail 17 verbundene Drosselement 20 und das mit diesem gemeinsam die Drosselstrecke 22 definierende Gegenstück 23 sind so gestaltet, daß die Öffnungsbewegung des Ventils 17 zu einer Zunahme des Strömungswiderstandes der Drosselstrecke 22 führt. Die Strecke, entlang der sich das Drosselement in axialer Richtung bewegen kann ("Verstellweg") bestimmt den Arbeitsbereich der Drosselstrecke.

In den Fig. 3 bis 5 zeigen jeweils die obere Teilfigur eine Prinzipskizze des Zusammenwirkens des Drosselteils 20 mit dem Gegenstück 23 im Längsschnitt und die untere Teilfigur einen Querschnitt entlang der Linie A-B der oberen Teilfigur. Die Figuren zeigen drei Phasen des Verstellweges des Drosselteils 20, wobei von Fig. 3 zu Fig. 5 der Druck in der Druckkammer 9 zunimmt, infolgedessen das Drosselteil 20 nach hinten bewegt und der Drosselspalt 22 immer enger wird, so daß der Strömungswiderstand von Fig. 3 nach Fig. 5 zunimmt.

Bei der in den Fig. 2 bis 5 dargestellten Ausführungsform wird die Zunahme des Strömungswiderstandes in dem Arbeitsbereich der Drosselstrecke konstruktiv dadurch erreicht, daß das Drosselement 20 eine konisch ausgebildete Drosselfläche 43 aufweist, die gegenüber einer entsprechend konisch ausgebildeten Gegenfläche 44 des Gegenstücks 23 derartig verläuft, daß der Spalt zwischen den beiden konischen Flächen enger wird, wenn das Drosselement 20 eine Bewegung macht, die einem zunehmenden Druck in der Druckkammer 9 entspricht. Um eine allmähliche und genau definierte Änderung des Strömungswider-

stands zu gewährleisten, kann es zweckmäßig sein, mindestens in einer der einander gegenüberliegenden Flächen (Drosselfläche 43 oder Gegenfläche 44) nutenförmige Vertiefungen vorzusehen, durch die das Hydraulikmedium strömt.

Die Konstruktion kann in verschiedenerlei Weise variiert werden, um das Dämpfungsverhalten der Spannvorrichtung beim Abströmen des Hydraulikmediums den Erfordernissen des Einzelfalls anzupassen. Eine Möglichkeit, bei der die Ausführungsform gemäß Fig. 2 bis 5 abgewandelt ist, ist in Fig. 6 dargestellt. Dabei ist das Drosselement 20 und das Gegenstück 23 relativ zueinander so gestaltet und angeordnet, daß der zwischen beiden vorhandene Spalt in keiner Relativposition der beiden Teile vollständig geschlossen ist, sondern ein Restspalt d_s offen bleibt. Die Drosselstrecke 22 bleibt demzufolge in jeder Position der beiden Bauteile offen.

Dabei ergibt sich das in Fig. 7 graphisch dargestellte Verhalten der Abhängigkeit des Strömungswiderstandes (Dämpfung D) der Drosselstrecke 22 in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer 9 herrschenden Druck p . In dem Bereich zwischen einem Anfangsdruck p_a und einem Enddruck p_e bewegt sich das Drosselement 20 in Richtung auf das Gegenstück 23, wobei der zwischen beiden vorhandene Spalt zunehmend enger wird und demzufolge die Dämpfung von einem Anfangswert D_a bis zu einem Endwert D_e zunimmt. Eine weitere Zunahme des Druckes p führt zu keiner weiteren Abnahme des Spaltes. Vielmehr bleibt der Restspalt d_s , so daß bei weiter zunehmendem Druck der Abströmungswiderstand entsprechend dem Dämpfungswert D_e erhalten bleibt. Der Arbeitsbereich der Drosselstrecke umfaßt demzufolge zwei Teilbereiche, nämlich einen ersten Teilbereich mit druckabhängig progressivem Strömungswiderstand und einen zweiten Teilbereich mit konstantem Strömungswiderstand.

Der Strömungswiderstand des Abströmweges 41 und demzufolge das Dämpfungsverhalten der erfindungsgemäßen Spannvorrichtung ist nicht nur von dem in Fig. 7 dargestellten Strömungswiderstand der Drosselstrecke, sondern auch von den übrigen Komponenten des Abströmweges, insbesondere der Konstruktion und Dimensionierung des Überdruckventils 13 und dem Druck des Hydraulikmediums in der Anschlußdruckkammer 24 (der in der Regel mit dem Versorgungsdruck des angeschlossenen Hydrauliksystems übereinstimmt) abhängig. In diesem Zusammenhang ist vor allem der Öffnungsdruck des Überdruckventils 13 bedeutsam. Er bestimmt die untere Grenze des Arbeitsbereiches der Drosselstrecke 22. Wenn das Drosselement 20 sich (wie bei der dargestellten Ausführungsform) synchron mit dem Ventiltail 17 bewegt, beginnt der Verstellbereich der Drosselstrecke 22 bei dem gleichen Druckwert, bei dem das Überdruckventil 13 öffnet.

Dieser Öffnungsdruck wird bestimmt durch die Kraft der Ventiltailfeder 18, den hydraulischen Druck in der Anschlußdruckkammer 24 und der Zwischenkammer 36 und die Relation der wirksamen Querschnittsflächen auf die einerseits der Druck der Druckkammer 9 und andererseits der Druck der Kammern 24 und 36 auf das Ventiltail 17 wirken. Es ist nicht sinnvoll, bevorzugte Druckwerte für den Arbeitsbereich des Drosselementes mit druckabhängig progressivem Abströmungswiderstand anzugeben, weil der Druck im Einzelfall von den genannten Konstruktionsvariablen abhängig ist. Es läßt sich jedoch sagen, daß der minimale Druck des Arbeitsbereiches (d. h. der Öffnungsdruck des Überdruckventils 13) so gewählt sein sollte, daß der Arbeitsbereich schon bei relativ geringen Werten der auf den Spannkolben 3 wirkenden Spannkraft der Kette beginnt.

Der Arbeitsbereich wird im Einzelfall durch die Kon-

... der Spannvorrichtung und Berücksichtigung der genannten Einflußfaktoren festgelegt. Bevorzugt sollte der druckabhängige progressive Abströmwiderstand zwischen mindestens etwa 10%, bevorzugt mindestens etwa 15% und höchstens etwa 40%, bevorzugt höchstens etwa 30% der im Betrieb des jeweiligen Motors maximal auftretenden Kettenzugkraft (welche durch Versuche oder Simulationsrechnung bestimmt werden kann) einsetzen. Dadurch wird erreicht, daß die Kettenspannung bei geringer Belastung anforderungsgemäß gering ist, während bei hoher Belastung die notwendigen hohen Spannkraften zur Verfügung stehen.

Gemäß einer Variante kann die Ventiltfeder 18 entfallen, so daß der Öffnungsdruck des Überdruckventils 13 nur von den hydraulischen Verhältnissen an den beiden Stümseiten des Ventils 17 abhängt. Dies kann vor allem dann sinnvoll sein, wenn das Hydrauliksystem einen relativ hohen konstanten Minimaldruck in der Anschlußdruckkammer 24 zur Verfügung stellt. Allgemein kann die Erfindung mit ganz unterschiedlichen Hydrauliksystemen kombiniert werden. Das Hydraulikmedium kann aus einer außerhalb der Maschine, zu der die Spannvorrichtung gehört, vorhandenen druckbeaufschlagten Hydraulikquelle zugeführt werden. Das Hydrauliksystem kann auch ein druckbeaufschlagtes oder druckfreies Reservoir aufweisen, wobei dieses Reservoir sowohl in die Maschine integriert als auch separat von ihr vorhanden sein kann.

In der erfindungsgemäßen hydraulischen Spannvorrichtung können je nach Anwendungsfall Hydraulikmedien sehr unterschiedlicher Viskosität zwischen einem dünnflüssigen Öl und einem Medium mit einem honigartigen Fließverhalten eingesetzt werden. Insbesondere bei relativ hoher Viskosität kann es gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform vorteilhaft sein, eine (in Fig. 8 symbolisch dargestellte) thermostatisch geregelte Heizeinrichtung 48 vorzusehen, um die Temperatur des Hydraulikmediums, vor allem in dem Bereich des Drosselabschnittes 22, auf einen konstanten Wert zu stabilisieren.

Im Falle einer Spannvorrichtung für einen Verbrennungsmotor dient der normale Schmierölkreislauf des Motors als Hydrauliksystem, d. h. die Anschlußbohrung 25 ist mit dem Schmierölkreislauf des Motors verbunden. Infolgedessen unterliegt der Versorgungsdruck in der Anschlußdruckkammer 24 vor allem im Bereich niedriger Motordrehzahlen erheblichen Schwankungen. Dennoch wird ein sehr gutes Spann- und Dämpfungsverhalten der erfindungsgemäßen Spannvorrichtung erreicht.

Statt des in Fig. 2 dargestellten federbelasteten Rückschlagventils 29 kann auch ein sogenanntes "Free Ball-System" ohne Feder für das Rückschlagventil verwendet werden.

Selbstverständlich kann die in Fig. 7 dargestellte Dämpfungscharakteristik der Drosselstrecke 22 in dem Arbeitsbereich durch geeignete konstruktive Maßnahmen variiert werden, wobei aber stets mindestens in einem Teilbereich des Verstellweges der Strömungswiderstand bei einer Bewegung des Drossелеlementes 20, die einem zunehmenden Druck in der Druckkammer 9 entspricht, zunimmt. Dieser Anteil sollte in der Regel mindestens 10%, bevorzugt mindestens 30% des Gesamtverstellweges des Drossелеlementes 20 relativ zu dem Gegenstück 23 betragen.

Bei der in den Fig. 2 bis 5 dargestellten Ausführungsform kann insbesondere die Steilheit der in Fig. 7 dargestellten Abhängigkeit, d. h. die Zunahme der Dämpfung D in Abhängigkeit von dem Druck p leicht durch die Gestaltung der konusförmigen Flächen 43 und 44 beeinflusst werden.

Besonders umfangreiche Möglichkeiten zur Variation des Dämpfungsverhaltens bietet die in den Fig. 8 bis 11 dargestellte Konstruktion. Sie unterscheidet sich gegenüber den

Fig. 2 bis 5 vor allem durch die Gestaltung der in dem Bereich der Drosselstrecke 22 einander gegenüberliegenden Oberflächen des Drossелеlementes 20 und des Gegenstücks 23. In mindestens einer dieser Oberflächen, im dargestellten Fall der Gegenfläche 44 des Gegenstücks 23, sind nutenförmige Vertiefungen 50 vorhanden, durch die das Hydraulikmedium strömt, so daß der Strömungswiderstand der Drosselstrecke 22 im wesentlichen durch die Gestaltung der nutenförmigen Vertiefungen 50 bestimmt wird. Die nutenförmigen Vertiefungen 50 sind dabei so ausgebildet, daß bei einer Bewegung des Drossелеlementes 20, die einem zunehmenden Druck in der Druckkammer 9 entspricht, der Strömungswiderstand der Drosselstrecke 22 ansteigt. Nutenförmige Vertiefungen können auch in dem Drossелеlement 20 vorgesehen sein. Im dargestellten Fall ist das Gegenstück 23 Bestandteil des Verschlußstopfens 26. Zwischen den Kammern 24 und 36 ist eine Abdichtung vorgesehen, die im dargestellten Fall durch eine O-Ring-Dichtung 49 gebildet wird.

Beispielsweise ist in den Fig. 9 bis 11 in Form einer Prinzipdarstellung zu erkennen, daß das Gegenstück 23 eine äußere Zylindermantelfläche aufweist, die eine entsprechende innere Zylindermantelfläche des Drossелеlementes 20 axial gleitfähig berührt. Diese Flächen bilden eine Drosselfläche 43 und eine Gegenfläche 44. In der Gegenfläche 44 ist im dargestellten Fall eine einzige nutenförmige Vertiefung 50 vorgesehen, deren Querschnitt sich in dem Verstellbereich der Relativbewegung der Bauteile 20, 23 ändert. Die für den Abströmwiderstand entscheidende wirksame Querschnittsfläche der Nut 50 nimmt bei der in den Fig. 9 bis 11 in drei Phasen dargestellten Relativbewegung kontinuierlich ab, wenn der Druck in der Kammer 9 zunimmt und sich das Drossелеlement 20 nach hinten bewegt.

Bei einer derartigen Ausführungsform kann der Abströmwiderstand im Arbeitsbereich der Drosselstrecke in vielerlei Hinsicht variiert werden. Insbesondere kann auch eine Konstruktion verwendet werden, bei der sich der Nutquerschnitt in dem Arbeitsbereich nichtlinear ändert. Nicht nur die Tiefe (wie dargestellt) sondern auch die Breite von einer oder mehreren nutenförmigen Vertiefungen kann variiert werden, um in dem jeweiligen Einzelfall das gewünschte Dämpfungsverhalten zu erreichen.

Es kann auch problemlos ein mehrstufiges Verhalten des Abströmwiderstandes erreicht werden. Insbesondere kann es zweckmäßig sein, parallel zu dem Überdruckventil 13 einen Strömungsweg vorzusehen, der eine gewünschte minimale Leakage des Hydraulikmediums entlang des Abströmweges 41 ermöglicht. Konstruktiv kann dies am einfachsten dadurch realisiert werden, daß der Dichttring 12 des Ventils 17 nicht auf dem gesamten Umfang dichtet, sondern einen definierten Spalt für einen Leakage-Strom offen läßt.

Alternativ kann auch in dem Gehäuse 7 ein dünner Leckagekanal vorgesehen sein, der unmittelbar von der Druckkammer 9 in die Zwischenkammer 36 oder sogar in die Anschlußdruckkammer 24 führt.

Eine weitere Besonderheit der in Fig. 8 dargestellten Ausführungsform besteht darin, daß das Hydrauliksystem 51 über zwei gesonderte Leitungen 52 und 53 mit der Spannvorrichtung verbunden ist. Dabei erfolgt die Zuführung des Hydraulikmediums über die Leitung 52 mit einem ersten Druck p_2 , wobei ein Rückströmen des Hydraulikmediums durch diese Leitung mittels eines Rückschlagventils 54 verhindert wird. Für das Abströmen des Hydraulikmediums steht eine gesonderte Leitung 53 zur Verfügung. Dabei kann der in dieser Leitung herrschende Gegendruck p_1 mittels des Hydrauliksystems als weitere Einstellvariable gewählt werden.

Die in Fig. 12 dargestellte Ausführungsform unterscheidet

det sich von Fig. 2 dadurch, daß die Zuführung des Hydraulikmediums zu der Druckkammer 9 direkt durch die Wand des Gehäuses 7 über einen von der Durchgangsbohrung 14 getrennten Kanal 56 erfolgt. In dem Kanal 56 befindet sich das Rückschlagventil 29, durch das ein Abströmen des Hydraulikmediums 10 aus der Druckkammer 9 auf diesem Weg verhindert wird. Dadurch, daß bei dieser Ausführungsform das Rückschlagventil 29 separat von dem Ventiltteil 17 realisiert ist, sind die Möglichkeiten zur Gestaltung des Ventiltteils 17 bzw. des Ventil-Drosselteils 21 verbessert, insbesondere ist eine besonders raumsparende Konstruktion möglich.

Eine weitere Besonderheit der in Fig. 12 dargestellten Ausführungsform besteht darin, daß in dem Abströmweg 41 ein Absperrventil 58 vorgesehen ist, durch das die hydraulische Verbindung zwischen der Druckkammer 9 und dem Hydrauliksystem 51 automatisch unterbrochen wird, wenn ein Druckverlust in dem Hydrauliksystem 51 auftritt. Dies ist beispielsweise bei Hochleistungs-Dieselmotoren vorteilhaft, bei denen eine extrem präzise Synchronisation von Nockenwellen und Kurbelwelle erforderlich ist. Wenn in diesem Fall beim Abstellen des Motors der Öldruck abfällt, wird durch das Absperrventil 58 das Abströmen des Hydraulikmediums 10 (d. h. des Motoröls) aus der Druckkammer 9 zuverlässig verhindert, so daß die Spannung der Kette erhalten bleibt und die mit dem Entspannen der Kette und dem erneuten Spannen beim Anlassen des Motors verbundene Rückstellbewegungen vermieden werden.

Bei sämtlichen dargestellten Ausführungsformen ist das dem Drosselelement 20 gegenüberliegende Gegenstück 23 stationär. Grundsätzlich ist jedoch auch eine Ausführungsform möglich, bei der sowohl das Drosselelement 20 als auch das Gegenstück 23 beweglich ist, um eine besondere Dämpfungscharakteristik der Drosselstrecke 22 in ihrem Arbeitsbereich zu ermöglichen. Hiermit ist allerdings ein erhöhter mechanischer Aufwand verbunden.

Patentansprüche

1. Hydraulische Spannvorrichtung (2) für einen Zugmitteltrieb einer Maschine, insbesondere einen Kettentrieb eines Verbrennungsmotors mit einem in einem Zylinder (8) beweglichen Spannkolben (3), der eine Druckkammer (9) begrenzt und mit dem Zugmitteltrieb derartig in Verbindung steht, daß das Zugmittel (1) in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer (9) herrschenden Druck gespannt wird, einem Zuströmweg (40), der die Druckkammer (9) mit einem Hydrauliksystem verbindet, wobei in dem Zuströmweg ein in Strömungsrichtung zu der Druckkammer (9) hin öffnendes Rückschlagventil (29) angeordnet ist, so daß ein Hydraulikmedium (10) aus dem Hydrauliksystem über das Rückschlagventil (29) nur in die Druckkammer (9) hinein strömen kann, einem mit der Druckkammer (9) verbundenen Abströmweg (41), durch den Hydraulikmedium (10) aus der Druckkammer (9) gegen einen durch die Gestaltung des Abströmweges (41) vorgegebenen Abströmwiderstand abströmen kann, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Abströmweg (41) ein relativ zu einem Gegenstück (23) bewegliches Drosselelement (20) einschließt, das abströmende Hydraulikmedium (10) durch eine von dem Drosselelement (20) und dem Gegenstück (23) begrenzte Drosselstrecke (22) strömt und das Drosselelement (20) in Abhängigkeit von dem in der Druckkammer (9) herrschenden Druck derartig bewegt wird, daß der Strömungswiderstand der Drossel-

strecke (22) und folglich der Abströmwiderstand mit zunehmendem Druck zunimmt.

2. Spannvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß sie ein Überdruckventil (13) mit einem in dem Abströmweg beweglichen Ventiltteil (17) aufweist und das Drosselelement (20) mit dem Ventiltteil (17) derartig verbunden ist, daß das Drosselelement (20) beim Öffnen des Überdruckventils (13) im Sinne eines zunehmenden Abströmwiderstandes verstellt wird.

3. Spannvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventiltteil (17) des Überdruckventils (13) und das Drosselelement (20) einstückig von einem Ventil-Drosselteil (21) gebildet sind.

4. Spannvorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß ein Abschnitt des Zuströmweges (40), der die Druckkammer (9) mit dem Hydrauliksystem verbindet, von einer axialen Durchgangsbohrung (28) des Ventil-Drosselteils (21) gebildet wird.

5. Spannvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil-Drosselteil (21) ein die axiale Durchgangsbohrung (28) in Strömungsrichtung aus der Druckkammer (9) heraus sperrendes Rückschlagventil (29) aufweist.

6. Spannvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Drosselelement (20) in einer axialen Durchgangsbohrung (14) eines Gehäuseteils (7) gleitend beweglich ist und der Zuströmweg (4) einen von der Durchgangsbohrung (14) getrennten Kanal (56) einschließt, in dem das Rückschlagventil (29) angeordnet ist.

7. Spannvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Drosselelement (20) mittels einer Feder (18) unter Spannung entgegen der Abströmrichtung des Hydraulikmediums (10) steht.

8. Spannvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Drosselelement eine konisch ausgebildete Drosselfläche aufweist, die gegenüber einer entsprechend konisch ausgebildeten Gegenfläche (44) des Gegenstücks (23) derartig verläuft, daß der Spalt zwischen den beiden konischen Flächen bei einer zunehmendem Druck in der Druckkammer (9) entsprechenden Bewegung des Drosselelementes enger wird.

9. Spannvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das bewegliche Drosselelement (20) und/oder das Gegenstück (23) eine nutenförmige Vertiefung aufweist, durch die das Hydraulikmedium strömt und die nutenförmige Vertiefung derartig ausgebildet ist, daß bei einer zunehmendem Druck in der Druckkammer entsprechenden Bewegung des Drosselelementes der Strömungswiderstand der Drosselstrecke (22) zunimmt.

10. Spannvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Spannkolben (3) mittels einer mechanischen Feder (11) gleichsinnig mit der hydraulischen Kraft des Spannkolbens in Richtung auf das Zugmittel gedrückt wird.

11. Spannvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Hydrauliksystem (51) Bestandteil der Maschine ist.

12. Spannvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sie eine thermostatisch geregelte Heizeinrichtung (48) aufweist, um die Temperatur des Hydraulikmediums in dem Drosselabschnitt zu stabilisieren.

13. Spannvorrichtung nach einem der vorhergehenden

Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sie ein Absperrventil (58) aufweist, durch das im Falle eines Druckverlustes in dem Hydrauliksystem (51) der Abströmweg (41) zwischen der Druckkammer (9) und dem Hydrauliksystem (51) unterbrochen wird, so daß der Spannkolben (3) in seiner Position verharrt.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

